

# 车辆转向工况准确模拟方法研究

武历颖<sup>1</sup>, 余强<sup>1</sup>, 徐同强<sup>2</sup>, 张硕<sup>1</sup>

1. 长安大学汽车学院, 西安 710064
2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030

**摘要** 以虚拟轮胎与地面间的相互作用力为思路, 构建由电动助力转向系统、转向阻力矩加载装置及测控系统组成的车辆电动助力转向系统(EPS)试验平台, 研究车辆转向工况的准确模拟方法。设计双闭环实时控制策略, 以提高力矩加载装置伺服电机的力矩输出精度, 并从软件、硬件层面设计伺服电机防超程控制策略, 以保障试验平台应用过程的安全性。对某乘用车原地转向工况进行EPS试验平台模拟试验, 并对试验平台控制系统的实时性进行硬件在环试验, 结果表明, 设计开发的控制系统及其控制算法能够满足实时性、准确性要求, 实现了车辆转向工况在EPS试验平台上的准确模拟, 可为车辆EPS控制器的开发、调试提供良好的试验环境。

**关键词** 车辆转向工况模拟; EPS试验平台; 双闭环实时控制; 硬件在环试验

**中图分类号** U461.1, U461.6

**文献标志码** A

**doi** 10.3981/j.issn.1000-7857.2015.24.010

## Simulation of vehicle steering conditions

WU Liying<sup>1</sup>, YU Qiang<sup>1</sup>, XU Tongqiang<sup>2</sup>, ZHANG Shuo<sup>1</sup>

1. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, China
2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China

**Abstract** To realize accurate simulation of vehicle steering conditions, we established an EPS test-bed consisting of an electric power steering system, steering resistance torque loading device and measurement & control system on the basis of the virtual interactive force between the tire and the ground. A double closed loop real-time control strategy was designed for improving the output precision of the servo motor torque. An anti-overflow control strategy was designed from software and hardware levels to guarantee security of the application process of the test platform. The simulation test of the EPS test platform was carried out on a vehicle *in situ* steering condition, and the hardware-in-the-loop experiment was carried out to verify the real-time performance of the experimental platform control system. The results show that the designed control system and control algorithm meet the real-time and accuracy requirements of simulation of vehicle steering conditions, and are able to provide a good test environment for development and debugging of EPS controllers.

**Keywords** vehicle steering simulation; EPS test platform; double closed loop real-time control; hardware-in-the-loop-test

车辆电动助力转向系统(EPS)是由电机直接提供辅助转矩的动力转向系统, 与传统转向系统相比, 具有结构紧凑、调整简单、节约能源以及兼顾车辆高速操稳性和低速轻便性等优势, 因此在现代车辆领域得到了广泛的应用。然而电动助力转向系统控制器的性能直接关系到整车的操稳性和轻便性, 现阶段助力转向器的开发一般采用实车道路试验测试法, 这种方法存在开发周期长、危险系数高、通用性差、开发

成本高等缺点<sup>[1-3]</sup>。为解决上述问题, 部分高校、科研机构通过不同转向阻力矩加载方案构建电动助力转向试验平台, 研究其控制方式和控制策略。庞磊<sup>[4]</sup>构建的试验平台基于电液控制式阻力加载系统模拟转向阻力, 电磁换向阀及液压系统的滞后响应特性对试验平台的实时响应特性具有一定的局限性; 王海洋等<sup>[5]</sup>采用更为简单的液压系统作为试验平台的转向阻力模拟装置, 其实时响应特性同样不能满足要求; Lee

收稿日期: 2015-05-25; 修回日期: 2015-09-26

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(51507013); 中央高校基本科研业务费专项(CHD2011TD006)

作者简介: 武历颖, 博士研究生, 研究方向为汽车系统动力学及无人车驾驶环境测试, 电子信箱: 2399053899@qq.com

引用格式: 武历颖, 余强, 徐同强, 等. 车辆转向工况准确模拟方法研究[J]. 科技导报, 2015, 33(24): 57-63.

等<sup>[6]</sup>、Yu等<sup>[7]</sup>采用气缸作为试验平台的力矩加载装置,在负荷较大的情况下,气体的可压缩特性难以保证力矩输出的稳定性,难以满足力矩加载的实时性;申红明<sup>[8]</sup>认为采用弹簧或者磁粉制动器作为力矩加载装置,只能输出与转向角成线性关系的阻力,所能模拟的转向工况有限,据此提出了通过PLC作为下位机进行数据采集,并采用组态软件及阻力矩数据模型进行转向阻力距目标值计算的方案,虽然采用了响应特性好的伺服电机作为加载装置,但其对数据模型的严谨性、准确性依赖较大,影响输出频率和精度。上述基于不同加载方案构建的试验平台所能输出的阻力矩与实际的车辆转向阻力矩差距较大,不能真实全面地呈现车辆实际转向工况。为此,本文研究一种能够准确模拟车辆转向工况的EPS控制器试验平台及方法。

## 1 EPS 试验平台构建

采用真实的电动助力转向系统与“虚拟的”车辆转向阻力矩相结合的思路进行EPS试验平台的设计。在结构上主要包括电动助力转向系统、转向阻力矩模拟装置和测控系统三大部分,如图1所示。构建功能完善的EPS试验平台,其关键在于选择合适的转向阻力矩加载装置和开发高精度的测控系统,因此测控系统对转向阻力加载装置的准确、实时控制是研究重点。

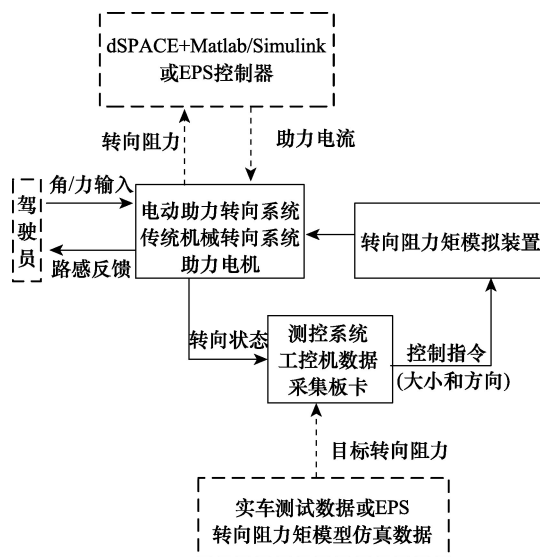


图1 EPS试验平台结构设计

Fig. 1 Structure design of the EPS test platform

### 1.1 EPS 试验平台转向阻力加载方案

转向阻力矩的准确模拟是EPS试验平台构建的关键,目前国内外常见的加载装置有螺旋弹簧(钢板弹簧)、电液伺服机构、磁粉制动器、液压机构、伺服电机等<sup>[8]</sup>。总结比较各加载方案,如表1所示。

从表1可以看出,伺服电机加载方式具有结构相对简单、控制精度高、响应速度快、可靠性强、负载模拟准确、环保无

污染等优点,而且能够长期在堵转状态下工作,因此它是低速驱动和加载的理想动力源。本文EPS试验平台采用安川 $\Sigma$ -V系列伺服电机作为转向阻力矩加载装置,通过SigmaWin+应用程序完成对伺服电机的各项参数配置,转矩控制模式下的转矩指令输入增益设置为10V/额定转矩,以提高伺服电机输出控制精度;为提高伺服电机的输出力矩,配置了减速机构。

表1 转向阻力矩加载方案比较

Table 1 Comparison of steering resistance torque loading schemes

特性	螺旋弹簧	电液伺服	磁粉制动	液压机构	伺服电机
复杂性	简单	复杂	简单	复杂	简单
环保性	好	差	好	较差	好
响应性	快	较慢	较快	慢	较快
输出方式	单一	较多	较低	较多	多
加载精度	低	高	高	容易	高
可操控性	难	较好	容易	较难	容易
可靠性	较低	较高	低	较高	高
装置成本	小	较高	较低	较小	高

### 1.2 EPS 试验平台测控系统

测控系统是EPS试验平台的控制核心,是连接EPS试验平台电动助力转向系统和转向阻力矩模拟装置的桥梁。测控系统主要由工控机(计算机本体、数据采集板卡)、传感器和应用程序三大部分构成。EPS试验平台以研华公司的工业控制IPC系列计算机为机体,采用高性能PCI-1742U多功能板卡和PCI-1721模拟量输出板卡作为数据采集设备。为提高EPS试验平台的控制精度并保证其安全可靠运行,采用拉压力传感器、直线位移传感器分别实现对伺服电机输出力矩和转向器齿条位置的闭环控制。在上述硬件基础上,构建了如图2所示EPS试验平台,其测控系统控制逻辑如图3所示。

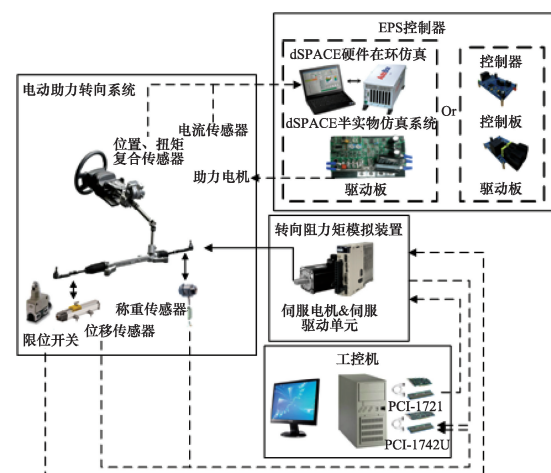


图2 EPS试验平台物理模型

Fig. 2 Physical model of the EPS test platform

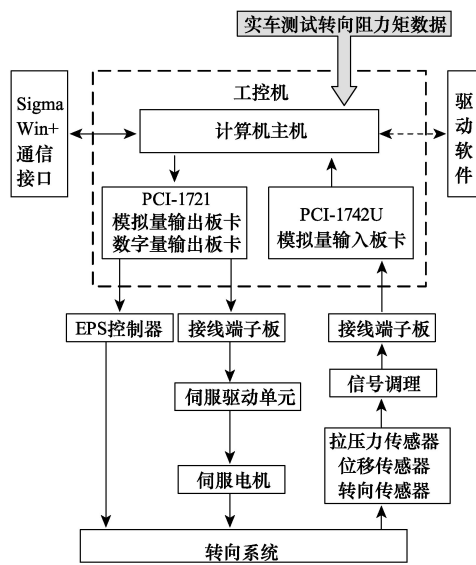


图3 基于板卡的EPS试验台测控系统控制逻辑

Fig. 3 Logic diagram for the measurement and control system of the EPS test platform based on board card

## 2 伺服电机控制算法

### 2.1 伺服电机目标输出力矩计算方法

车辆转向工况可用转向盘转角和转向轴转向力矩关系曲线进行描述。各转向工况下的转角、转矩数据可通过两种方法获得,一是构建严谨准确的Matlab/Simulink仿真模型,二是利用车辆转向参数测试仪通过实际的道路试验获得。二者的区别在于前者能够得到任意工况下的转角转矩数据,但数据的可靠性、准确性难以保证;而后者受试验成本及安全性等因素的制约只能测得部分工况下的转角、转矩数据,但其能够反映车辆实际的转向工况<sup>[9-11]</sup>。

#### 2.1.1 伺服电机目标跟踪数据的获取

车辆EPS转向阻力矩是由于地面与转向车轮之间的相互作用以及转向系统内部的干摩擦产生的。地面对转向车轮的作用力主要体现在侧向力、纵向力和垂向力,这三种力均会产生绕主销的回正力矩,但在左右轮载荷差别不大的情况下,纵向力回正力矩很小,一般将左右轮胎纵向力产生的回正力矩近似为零,只考虑由侧向力、垂向力引起的回正力矩。影响转向阻力矩的因素有很多,其中车速对阻力矩产生机理有着本质的影响。通过对转向阻力矩产生机理的分析,将转向阻力矩根据车速分为原地及极低车速转向工况和其他行驶转向工况两种情况进行讨论。

基于三自由度整车动力学模型、轮胎模型等建立车辆转向阻力矩数学模型,即

$$M_k = \begin{cases} M_{ic} & \text{原地和极低车速工况} \\ M_{is} + M_w + M_y + M_\beta & \text{其他行驶工况} \end{cases} \quad (1)$$

式中, $M_k$ 为车辆转向阻力矩; $M_{ic}$ 为原地转向阻力矩; $M_{is}$ 为干摩擦力矩; $M_w$ 为轮胎自回正力矩在绕主销旋转方向的分量;

$M_y$ 为主销后倾引起的回正力矩在绕主销旋转方向的分量; $M_\beta$ 为主销内倾引起的回正力矩在绕主销旋转方向上的分量。

原地与极低车速工况下,地面摩擦阻力矩占主导地位。由于原地转向过程复杂,因此采用半经验公式计算车辆在沥青或混凝土路面上的原地转向阻力矩,即

$$M_{ic} = \frac{f}{3000} \sqrt{\frac{F_{zf}}{P}} \quad (2)$$

式中, $f$ 为轮胎与地面的摩擦系数(一般取0.7); $F_{zf}$ 为前轴载荷; $P$ 为轮胎气压。

其他工况,根据达朗贝尔原理建立三自由度整车动力学模型,即

$$\begin{aligned} I_x \dot{\omega}_r + I_{xz} \ddot{\phi} &= a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) \\ m u_c (\omega_r + \dot{\tau}) - m_s h \dot{\phi} &= (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + F_{yrl} + F_{yrr} \\ I_x \ddot{\phi} - m_s (\dot{\tau} + \omega_r) u_c h + I_{xz} \dot{\omega}_r &= -(C_{\phi f} + C_{\phi r}) \dot{\phi} - \\ & \quad (K_{\phi f} + K_{\phi r} - m_s hg) \phi \end{aligned} \quad (3)$$

式中, $I_x$ 为悬挂质量对车辆坐标系X轴的等效转动惯量; $I_z$ 为悬挂质量对车辆坐标系Z轴的等效转动惯量; $I_{xz}$ 为悬挂质量相对于X-Z平面的惯性积; $\phi$ 为侧倾角; $F_{yfl}$ 、 $F_{yfr}$ 、 $F_{yrl}$ 、 $F_{yrr}$ 分别为4个车轮所受的侧向力; $m$ 、 $m_s$ 分别为整车质量和悬挂质量; $K_{\phi f}$ 、 $K_{\phi r}$ 分别为前、后悬挂侧倾角刚度; $C_{\phi f}$ 、 $C_{\phi r}$ 分别为前、后悬挂侧倾角阻尼; $\tau$ 为质心处的侧偏角; $\omega_r$ 为横摆角速度; $\delta$ 为绕主销的转角或车轮摆角; $u_c$ 为车速; $a$ 、 $b$ 分别为质心到前、后轴的距离; $h$ 为质心高度。

利用Magic Formula非线性轮胎模型仿真研究车辆在转弯过程中的侧向力及车轮载荷变化情况。Magic Formula公式的一般形式为

$$\begin{cases} Y = (D \sin(C \arctan(BX - E(BX - \arctan(BX)))) + S_v \\ X = \sigma + S_h \end{cases} \quad (4)$$

式中, $Y$ 为侧向力、纵向力或回正力矩; $X$ 为侧偏角或纵向滑移率; $D$ 为峰值因子; $B$ 为刚度因子; $C$ 为曲线形状因子; $E$ 为曲线曲率因子; $\sigma$ 为轮胎侧偏角; $S_v$ 为曲线垂直方向漂移; $S_h$ 为曲线水平方向漂移。

干摩擦力矩为

$$M_{is} = \begin{cases} 5 & \theta > 0 \\ 0 & \theta = 0 \\ -5 & \theta < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, $\theta$ 为方向盘转角。

轮胎自回正力矩在绕主销旋转方向的分量为

$$M_w = T_w \cos \gamma \cos \beta \quad (6)$$

主销后倾引起的回正力矩在绕主销旋转方向的分量为

$$M_y = F_y r_w \sin \gamma \cos \beta \quad (7)$$

主销内倾引起的回正力矩在绕主销旋转方向的分量计算,假设前轴左侧车轮向右摆转 $\delta$ 角,则该车轮受到的回正力矩分量为

$$M_{\beta l} = F_{zf l} (e_{\beta 0} + r_w \tan \beta) \cos \gamma \sin 2\beta \sin \delta \quad (8)$$

$$M_{\beta r} = F_{zf r} (e_{\beta 0} + r_w \tan \beta) \cos \gamma \sin 2\beta \sin \left( \arccot \left( \cot \delta + \frac{B}{L} \right) \right) \quad (9)$$

式中,  $M_{\beta l}$ 、 $M_{\beta r}$ 分别为左、右车轮受到的回正力矩分量;  $F_{zfl}$ 、 $F_{zfr}$ 分别为左、右前轮的实际载荷;  $\beta$ 、 $\gamma$ 分别为主销的内倾角和后倾角;  $T_w$ 为自回正力矩;  $F_y$ 为侧向力;  $r_w$ 为车轮的滚动半径;  $e_{\theta 0}$ 为车轮中心主销内倾偏移距;  $B$ 、 $L$ 分别为车辆的轮距和轴距。

根据数学模型式(1)、式(2)、式(3)构建Simulink仿真模

型,如图4所示,其中,  $F_{zfl}$ 、 $F_{zfr}$ 、 $F_{zrl}$ 、 $F_{zrr}$ 分别为左、右前轮及左、右后轮的实际载荷;  $F_{z1-4}$ 为4个车轮载荷之和;  $a_x$ 、 $a_y$ 分别为横、纵向加速度;  $X_{fl}$ 、 $X_{fr}$ 、 $X_{rl}$ 、 $X_{rr}$ 分别为左、右前轮及左、右后轮的侧偏角。通过相关参数可以获得某车型任意工况下的转向阻力矩。

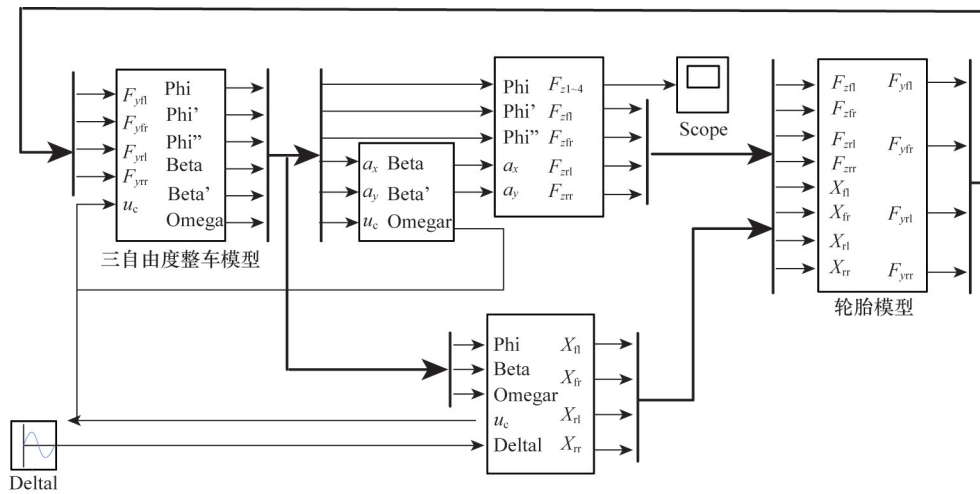


图4 车辆转向阻力矩仿真模型

Fig. 4 Simulation model of the vehicle steering resistance torque

根据《GB/T 6323.5—1994 汽车操纵稳定性试验方法—转向轻便性试验》的操作规范,利用某企业提供的沥青道路试验场地,针对某车型进行了转向轻便性测试,在没有助力的情况下采集了原地转向、低速及较高速等部分行驶工况下的转向角和转向阻力矩数据。

### 2.1.2 伺服电机目标输出力矩的确定

通过上述两种方法获取的均是离散型数据, EPS 试验平台的实时性要求控制系统能够根据当前采集到的转角信号快速计算出相应的控制指令,发送给转向阻力矩加载装置的驱动单元,进而控制阻力矩加载装置的力矩输出,这是试验平台准确模拟车辆转向工况的关键。基于VB语言开发了EPS试验平台控制系统软件,控制界面如图5所示。

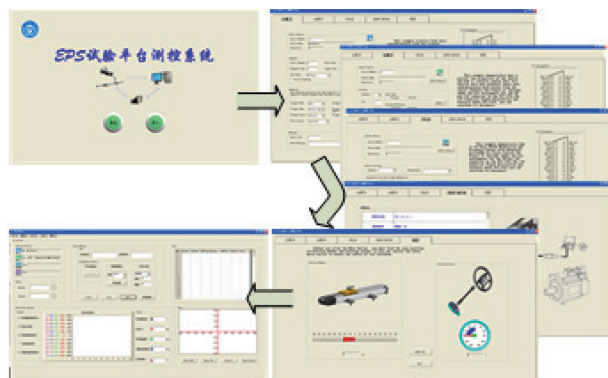


图5 EPS试验平台控制界面

Fig. 5 Control system of the EPS test platform

实时性是建立在伺服电机反应能力和满足采样定理的基础之上。控制系统软件设计开发采用了多线程编程、高精度定时等技术,使系统能够以720 kHz采样频率进行多通道循环采集,并以不低于1 kHz的频率计算和输出伺服驱动单元输入电压指令。将伺服电机目标跟踪数据按转向行程进行分段处理,顺时针、顺时针回正、逆时针、逆时针回正等行程下的数据分别导入计算机内存,以实现快速定位跟踪目标。

测控系统实时采集到的转角信号值与目标跟踪数据源里的转角信号并非一一对应,因此不能直接确定对应转角下的转矩信号值。为保证伺服电机力矩输出的准确性,测控系统采用如下编程方法:

- 1) 采用冒泡法快速定位,在目标跟踪数据里快速查找到与当前采集到的转角信号最相近的值;
- 2) 进行多项式拟合,在所定位置左右各取一定数量的离散数据进行曲线拟合,控制系统调用由Matlab生成的曲线拟合控制算法(polyfit函数)动态链接库进行拟合参数的确定;
- 3) 计算跟踪目标值,将采集到的当前转角值带入多项式求解目标值,并计算出伺服驱动单元的控制指令。

经验证,上述算法能够快速准确地输出伺服驱动单元控制指令,为伺服电机力矩的准确输出奠定基础。

### 2.2 伺服电机准确输出目标力矩控制算法

车辆转向工况在EPS试验平台上的准确模拟,其关键在于能够控制伺服电机准确跟踪目标力矩<sup>[12-14]</sup>。为提高伺服电机的力矩输出精度,设计了双闭环控制策略,如图6所示,其中闭环1为内环控制策略,闭环2为外环控制策略。

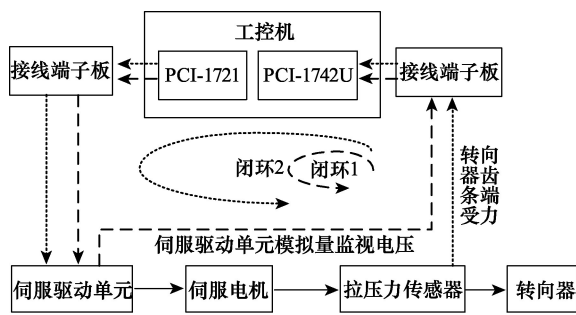


图6 伺服电机电力矩输出双闭环控制策略

Fig. 6 Double closed loop control strategy for torque output of the servo motor

### 2.2.1 内环控制策略

PCI-1721 板卡输出的电压经输入输出信号电缆输入到伺服驱动单元,由于输入阻抗、电磁干扰等原因会造成电压的衰减等现象。伺服驱动单元能够实时监视当前的输入电压,测控系统实时采集该信号并与目标输入电压进行比较,因此,基于伺服电机的线性输出特性,以误差值作为反馈及控制目标设计逻辑门限控制算法。

当前反馈电压与目标控制电压的误差为

$$e_1 = V_c - V_r \quad (10)$$

式中,  $e_1$  为误差;  $V_c$  为当前反馈电压;  $V_r$  为目标控制电压。

伺服电机的输入电压为

$$V_s = \begin{cases} V_s & -a \leq e_1 \leq a \\ f(e_1) & \text{其他} \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $V_s$  为伺服电机输入电压;  $a$  为门限阈值。

通过模拟量监视电压的反馈,消除了工控机与伺服驱动单元之间的不确定因素所引起的误差。

### 2.2.2 外环控制策略

伺服电机经减速机构、双十字轴万向节及换向机构等实现与转向器之间力/力矩的传递,机构本身的系统误差等非线性因素容易造成传递到转向器齿条端的力偏离目标值。通过在齿条一端加装拉压力传感器,并将信号实时反馈给工控机测控系统,可实现工控机-转向阻力矩加载装置-转向器闭环控制。

当前拉压力传感器的反馈值与拉压力目标值的误差为

$$e_2 = P_c - P_r \quad (12)$$

式中,  $e_2$  为误差;  $P_c$  为当前拉压力传感器的反馈值;  $P_r$  为齿条端的拉压力目标值。

伺服电机输入电压为

$$V_s = \begin{cases} V_s & -b \leq e_2 \leq b \\ f(e_2) & \text{其它} \end{cases} \quad (13)$$

式中,  $V_s$  为伺服电机输入电压;  $b$  为门限阈值。

伺服电机输入电压  $V_s$  与误差  $e_1$ 、 $e_2$  的函数关系为

$$V_s = V_s \pm \Delta V_s(e_1, e_2) \quad (14)$$

输入电压的变化量随误差的大小而变化。根据误差符

号及门限值确定伺服驱动单元增压、减压或者保压。此算法具有超调量小、伺服电机输出转矩变化平稳以及易于实现等优点。

### 2.3 伺服电机防超程控制策略

EPS 试验平台在实际应用中必须保证安全、可靠。伺服电机经减速增矩后输出力矩较大,超程现象的发生将会对试验平台造成巨大的破坏<sup>[15,16]</sup>。为此,从软件、硬件层面设计硬件限位保护、软件控制保护以及伺服电机转矩限制保护三重防护策略,如图7所示,其中,保护1为硬件限位保护,保护2为软件控制保护,保护3为伺服电机转矩限制保护。

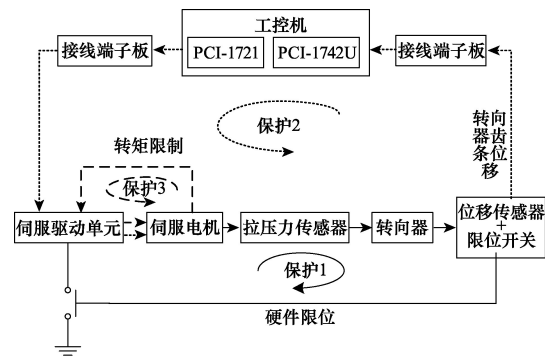


图7 伺服电机防超程多闭环控制策略

Fig. 7 Anti overrun and multi closed loop control strategy for the of servo motor

在转向齿条的一端加装一对限位开关,分别布置于转向齿条运动的2个极限位置。限位开关分别与伺服驱动单元的P-OT和N-OT引脚连接,当转向齿条运动至极限位置时,接通限位开关,并提供低电平信号,紧急停止伺服电机的运转。

测控系统通过直线位移传感器的反馈信号实时监测转向齿条的位置,当转向齿条运动至极限位置时,强制1721板卡为伺服驱动单元输入0V电压。此外,也可以通过转向盘与转向齿条间的传动比确定转向盘的转动范围,测控系统实时监测转向盘的位置,当转向盘超出规定范围时,强制1721板卡输出0V电压。

出于保护机械装置等目的,可以对伺服电机进行内部转矩限制。内部转矩限制是指通过参数对最大输出转矩进行常时限制的方式。利用SigmaWin+应用程序,完成对Pn402(正转侧转矩限制)、Pn403(反转侧转矩限制)参数的设置。此方法在自我保护的同时,也减小了对其他装置的损坏。

上述三重保护措施,严格防止了伺服电机超程现象的发生,大大提高了EPS试验平台的安全性,避免了因误操作等原因造成的台架损坏。

## 3 试验结果与分析

### 3.1 伺服电机控制算法验证

为验证控制算法的准确性,首先以转向过程为恒定阻力进行试验。测控系统实时控制伺服电机的力矩输出以维持

转向器齿条端的拉压力为恒定值 $P_1=\pm 50$  kg,设置门限阈值为 $b=5$  kg,测试结果如图8所示。

从图8可见,未加入控制算法时,由各种非线性因素所引起的转向齿条端的拉、压力波动非常大,而且由于传感器静态误差等因素的影响,造成方向盘顺时针、逆时针回正两个行程与顺时针回正、逆时针两个行程的拉压力值严重不对称。加入控制算法后,方向盘各个行程的拉、压力值波动明显减小,且由于消除了静态误差等因素的影响,对目标值的跟踪比较稳定,曲线对称性较好。因此,证明了闭环控制的有效性和控制算法的正确性。

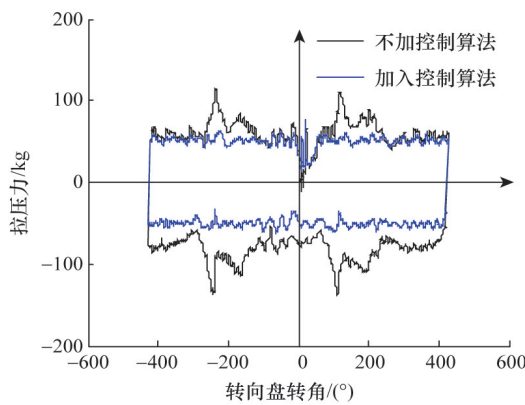


图8 测控系统控制算法验证

Fig. 8 Control algorithm verification of the measurement and control system

### 3.2 转向工况模拟验证

将某乘用车实际原地转向工况下的转向阻力矩折算到转向器齿条端的拉力或压力作为控制目标。EPS试验平台转

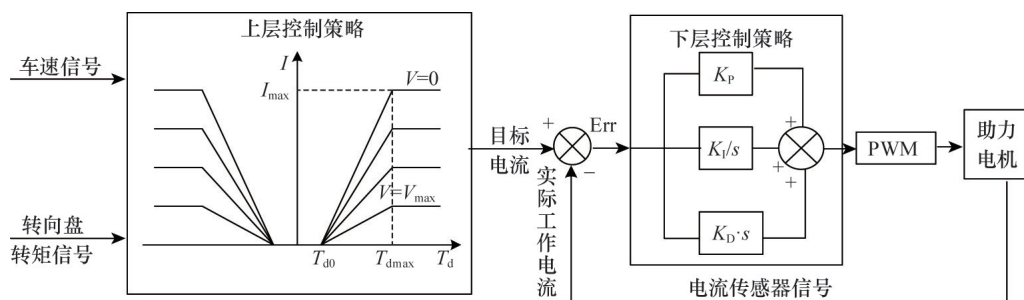


图10 EPS控制器助力控制算法逻辑

Fig. 10 Logic block diagram of power control algorithm of the EPS controller

EPS控制器实时采集转矩、车速等信号,根据内置的控制策略快速准确计算当前转向工况下的助力电机电流,方向盘操纵力矩即为当前转向工况下转向轴处的转向阻力矩与助力电机助力力矩之差。以某乘用车型原地转向工况下的路试转向阻力矩为控制目标,在所构建的试验台上进行EPS控

向输出轴与齿轮齿条间的传动比为147.058 rad/m,转向盘转角范围为 $-65^\circ \sim 65^\circ$ ,转向器齿条端的拉压力测试结果如图9所示。

从图9可知,转向器齿条端的拉压力曲线与目标值曲线基本一致,实现了目标值的准确跟踪,证明了所设计的控制算法能够很好的模拟车辆实际转向工况。

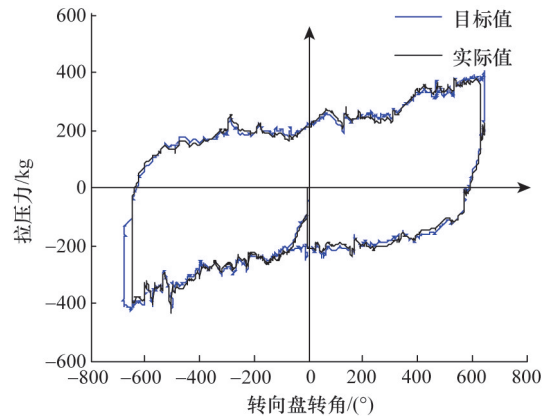


图9 EPS试验平台原地转向工况模拟验证

Fig. 9 Simulation verification of the EPS test platform in situ steering condition

### 3.3 EPS控制器在环模拟验证

电动助力转向系统的方向盘操纵力矩取决于EPS控制器的助力特性,当前EPS助力特性曲线的基本形式有直线型、折线型和曲线型。采用基于直线型助力特性的EPS控制器进行模拟验证,EPS控制器助力控制算法逻辑如图10所示。

制器在环试验,结果如图11所示。

从图11可以看出,EPS试验平台控制系统能够根据当前转向角实时跟踪由路试试验测得的转向阻力矩,满足试验平台实时性、准确性要求,达到设计目标。EPS控制器亦能够根据设计的助力控制算法实现助力控制,助力效果较好。

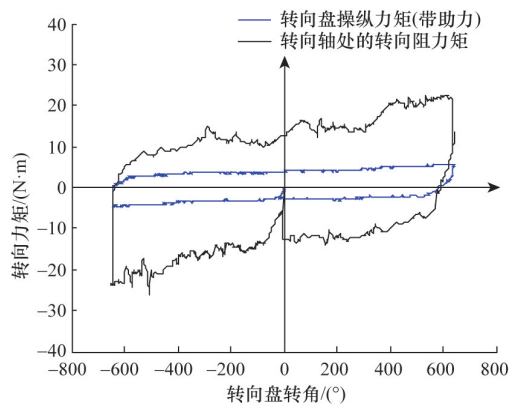


图 11 EPS 控制器在环模拟验证

Fig. 11 Verification in the loop simulation of the EPS controller

#### 4 结论

1) 选用安川 $\Sigma$ -V 系列交流伺服电机作为转向阻力加载装置,模拟轮胎与地面间的相互作用力,为 EPS 试验平台实现车辆转向工况的准确模拟奠定了基础。

2) 根据伺服电机的转矩控制特性,设计伺服电机准确高效输出转矩的双闭环控制算法,实现了目标转向阻力矩的准确计算和跟踪输出。

3) 为保证 EPS 试验平台的可靠、安全运行,基于台架本体、控制系统软件和转向阻力矩加载装置分别设计了硬件限位、软件控制和转矩限制保护方案。

4) 通过 EPS 控制器硬件在环测试,验证了试验平台控制系统控制算法的合理性、准确性和有效性,证明所构建的 EPS 试验平台能够准确模拟车辆实际转向工况,可为车辆 EPS 控制器的研发、调试等工作提供良好的试验环境。

#### 参考文献(References)

- [1] 廖抒华. 转向系统试验平台转向阻力模拟研究现状及发展[J]. 上海汽车, 2009(10): 33-35.  
Liao Shuhua. Steering resistance simulation test bench to research and development[J]. Shanghai Auto, 2009(10): 33-35.
- [2] Shen R W, Tai X H, Han J G, et al. Development of test bench of electric power steering system for electric bus[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 347(3): 334-341.
- [3] 邵丽青. 电动助力转向系统(EPS)的应用现状及发展趋势[J]. 汽车与配件, 2011(9): 18-21.  
Shao Liqing. Application status and development trend of electric power steering system[J]. Automobile & Parts, 2011(9): 18-21.
- [4] 庞磊. 汽车 EPS 试验平台设计及仿真试验的研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2013.

大学, 2013.

Pang Lei. Research on the automobile EPS test-bench design and simulation test[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2013.

[5] 王海洋, 陈昕. 汽车电动助力转向阻力模拟试验平台研究[J]. 辽宁工学院学报, 2005, 25(6): 400-402.

Wang Haiyang, Chen Xin. Study on electric added steering resistance simulating test bed[J]. Journal of Liaoning University of Technology, 2005, 25(6): 400-402.

[6] Lee M H, Lee H M, Lee K S. Development of hardware in the loop simulation system for electric power steering in vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(5): 733-744.

[7] Yu L, Zheng H, Zong C. The resistance loading System of electronic control steering system performance test bench[R]. Washington, DC: Society of Automotive Engineers, 2014.

[8] 申红明, 冯军, 杨勇杰. 电动助力转向装置性能试验台设计[J]. 南通大学学报: 自然科学版, 2012, 3(11): 18-22.

Shen Hongming, Feng Jun, Yang Yongjie. Design of test bench for electric power-assisted steering system performance[J]. Journal of Nantong University: Natural Science Edition, 2012, 3(11): 18-22.

[9] 冯朝辉, 范锐军. VB 下多线程实现机制的比较[J]. 计算机工程与设计, 2010, 31(1): 228-231.

Feng Zhaohui, Fan Ruijun. Comparison of several multithread techniques based on VB[J]. Computer Engineering and Design, 2010, 31(1): 228-231.

[10] Liu Y H, Ji X W. Matching strategy of electric power steering assistant characters based on the vehicle inherent road feel[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(11): 1481-1491.

[11] Kurishige M, Kifuku T, Inoue N, et al. A control strategy to reduce steering torque for stationary vehicles equipped with EPS[R]. Washington, DC: Society of Automotive Engineers, 1999.

[12] Ji X, Sun N, Ge J, et al. Inertia Compensation Based on Torque Signal in an Electric Power Steering System[C]//Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2013: 761-768.

[13] Ian R. Automotive electronics system demand forecast 2009 to 2018 [R]. Boston: Strategy Analytics, 2010.

[14] Kuebler E, Eickhoff M, Budaker M. Electric power steering systems: market requirements and application range with special focus on Column-EPS[C]// Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2013: 267-279.

[15] Zeng Q, Huang J. The development of control unit in automotive electric power steering system[C]// Proceedings of the 2009 Asia-Pacific Conference on Information Processing. New York: IEEE, 2009, 1: 242-245.

[16] 李武波. 电动助力转向系统的控制及试验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2011.

Li Wubo. Research on test and control of electric power steering system[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2011.

(责任编辑 韩星明)